

УДК 621.036.7

Н.В. Куликова, А.А. Редько

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, ул. Сумская, 40, Харьков, 61002

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛОУТИЛИЗАТОРА НА ТЕПЛОВЫХ ТРУБАХ

Приведена термодинамическая модель теплоутилизатора, основанная на учете изменения энтропии теплоносителей. Получены расчетные зависимости для теплотехнического расчета аппаратов с использованием критериев, учитывающих неравновесность процессов теплообмена.

Ключевые слова: теплоутилизатор – тепловые трубы – неравновесный теплообмен – энтропия.

Н.В. Кулікова, А.А. Редько

Харківський національний університет будівництва та архітектури, вул. Сумська, 40, Харків, 61002

ТЕРМОДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРА НА ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ

Наведено термодинамічна модель теплоутилізатора, заснована на обліку зміни ентропії теплоносіїв. Отримано розрахункові залежності для теплотехнічного розрахунку апаратів з використанням критеріїв, що враховують нерівноважність процесів теплообміну.

Ключові слова: тепло утилізатор – теплові труби – нерівноважний теплообмін – ентропія.

I. ВВЕДЕНИЕ

Создание методов моделирования теплообменников, оценка их эффективности является актуальной проблемой. В теплообменниках определяющими являются термодинамические процессы в движущихся теплоносителях. Построение математических моделей данных процессов и экспериментальное исследование температурных полей, и полей скорости движения теплоносителей является сложной задачей.

II. АНАЛИЗ ПРОБЛЕМЫ

Потоки теплоносителей являются открытыми термодинамическими системами в которых происходят неравновесные процессы, вызывающие изменение (воспроизводство) энтропии. Использование методов неравновесной термодинамики, для определения изменения энтропии системы, позволяет разработать более совершенную термодинамическую модель теплообменного аппарата.

В работах [1-6] показано, что в открытых системах энтропия уменьшается при поступлении энергии от внешних источников, а скорость изменения энтропии определяется ее степенью неравновесности. Пригожиным И. [6] была сформулирована задача оптимизации открытой теплогидравлической системы переноса теплоты и массы в виде поиска минимума степени неравновесности:

$$\frac{\Delta S}{\tau} = \min \left(\frac{\Delta S}{\tau} \right). \quad (1)$$

Однако, термодинамические модели теплообменников разработаны еще недостаточно. Сложность данного метода определяется сложно-

стью определения интенсивности изменения энтропии системы, т.к. производство энтропии является одним из критериев, определяющих неравновесное состояние системы и позволяющих определить ее оптимальные параметры.

Уравнение баланса энтропии согласно второму закону термодинамики можно записать в виде:

$$S \frac{DS}{D\tau} = -\text{div} j_s + \sigma_s, \quad (2)$$

$$\sigma_s \geq 0,$$

где $\frac{DS}{D\tau}$ – полная производная энтропии; $\text{div} j_s$ – дивергенция потока энтропии без конвективной части $\rho \cdot S \cdot V$; σ_s – возникновение энтропии (производство энтропии в единице объема за единицу времени).

Производство энтропии σ_s определяется составляющими: теплопроводностью, диффузией, градиентом в поле скоростей и химическими реакциями.

Изменение энтропии представляет собой сумму двух слагаемых: приращения энтропии за счет теплообмена и изменения энтропии, протекающее в самой системе.

Плотность энтропии определяется распределением теплового потока в исследуемом пространстве [7].

$$\frac{dS}{d\tau} = \frac{d_e S}{d\tau} + \frac{d_i S}{d\tau}, \quad (3)$$

$$d_e S = -\frac{1}{\rho} \text{div} \frac{q}{T} d\tau, \quad (4)$$

$$d_i S = -\frac{q \cdot \text{grad} T}{\rho \cdot T^2} d\tau. \quad (5)$$

Решение задачи аналитическими методами довольно сложно.

В работе [4] разрабатываются вопросы применения методов неравновесной термодинамики к задачам оптимизации теплоэнергетических систем. Определение полей скоростей и температур в движущихся теплоносителях является первым этапом построения энтропийной модели (микроуровень). Интегрирование поля энтропии позволяет определить среднее ее значение (макроуровень). Использование интегрального значения энтропии позволяет выполнить анализ параметров и эффективности процессов в теплообменнике.

Энтропийная модель процессов теплопереноса в теплообменниках рассматривалась в работе [5].

В [8] показана методика основанная на использовании опытных данных, обобщенных методами теории подобия, а также на основе первого и второго начала термодинамики. Опытные данные по теплоотдаче при движении теплоносителей в теплообменнике предлагается обобщать, используя зависимость вида:

$$\varphi = f\left(\frac{F}{f}; S\right), \quad (6)$$

где $\frac{F}{f}$ - отношение площади поверхности к площади поперечного сечения потоков движения теплоносителя (критерий геометрического подобия параметрического типа);

$S = \frac{\Delta S}{\Delta S_{\max}}$ - отношение изменения энтропии в

действительном процессе к изменению энтропии в максимально возможном процессе (критерий термодинамического подобия); $\varphi = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w}$ - критерий конвективного переноса теплоты, по аналогии с критерием Стентона (St), определяемого как

$$St = \frac{Nu}{Pe} = \frac{Nu}{Re \cdot Pr} = \frac{\alpha}{c_p \cdot \rho \cdot w}.$$

Изменение энтропии отражает изменение температуры и теплоемкости теплоносителей т.е. степень изменения состояния теплоносителей. В данном случае изменение энтропии используется как критерий подобия тепловых процессов, но не как степень неравновесности системы и как величины определяющей производство энтропии.

3. ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате моделирования и оптимизации конструктивных и режимных параметров теплоутилизатора на тепловых трубах (термосифонах) котельного агрегата [9] определены:

тепловая мощность – 468 кВт; длина термосифона – 1500 мм; длина зоны испарения – 1000 мм; диаметр термосифона – 57х3,5 мм; количество термосифонов – 272; межтрубные шаги шахматного пучка – $s_1=0,13$; $s_2=0,13$; площадь узкого сечения газового канала – 0,58 м²; площадь узкого сечения канала для движения воды – 0,01 м²; скорость газов – 6,7 м/с; скорость воды – 0,72 м/с; коэффициент теплоотдачи при движении газов – 58 Вт/м²К; коэффициент теплоотдачи при движении воды – 2200 Вт/м²К; температура газов на входе – 134 °С; температура газов на выходе – 77,2 °С; температура воды на входе – 9 °С; температура воды на выходе – 24,5 °С; площадь теплообменной поверхности – 73,2 м².

В первой ступени теплоутилизатора (по ходу газов) установлены термосифоны, заполненные водой, во второй ступени – термосифоны, заполненные смесью (аммиак+вода, 60/40). Во второй ступени происходит конденсация водяного пара из продуктов сгорания.

На рисунке 1 показано изменение температуры теплоносителей и стенки по длине теплоутилизатора.

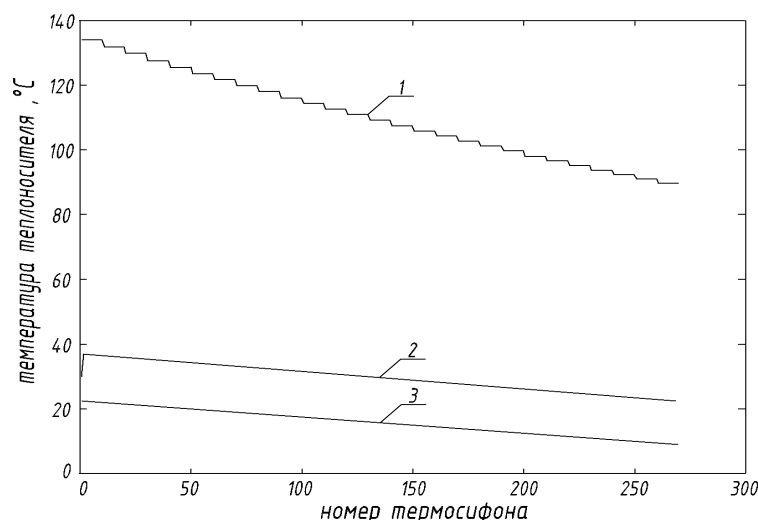


Рисунок 1 – Изменение температуры теплоносителей и стенки по длине теплоутилизатора
1 – температура газа, 2 – температура стенки термосифона, 3 – температура воды.

Если известно распределение температур теплоносителей и стенки теплообменника, то можно определить изменение энтропии в движущихся теплоносителях.

Для охлаждаемого теплоносителя (уходящие газы) изменение энтропии:

$$\Delta S' = \ln \frac{T'_e}{T''_e} = \ln \frac{134 + 273,15}{77 + 273,15} = 0,15; \quad (7)$$

$$\Delta S'_{\max} = \ln \frac{T'_e}{T_{cm}} = \ln \frac{134 + 273,15}{27,5 + 273,15} = 0,30; \quad (8)$$

критерий термодинамического подобия

$$S = \frac{\Delta S'}{\Delta S'_{\max}} = 0,50.$$

Для нагреваемого теплоносителя (вода) изменение энтропии:

$$\Delta S'' = \ln \frac{T'_{\text{жс}}}{T''_{\text{жс}}} = \ln \frac{24,2 + 273,15}{9 + 273,15} = 0,05; \quad (9)$$

$$\Delta S''_{\max} = \ln \frac{T_{cm}}{T'_{\text{жс}}} = \ln \frac{27,5 + 273,15}{282,15} = 0,06; \quad (10)$$

критерий термодинамического подобия

$$S = \frac{\Delta S''}{\Delta S''_{\max}} = 0,83.$$

В уравнениях (7-10) T' – начальная температура теплоносителя, К; T'' – конечная температура теплоносителя, К; T_{cm} – температура стенки теплообменника, К.

Используя критериальное соотношение (11), определяем критерий геометрического подобия (F/f):

$$\varphi = \frac{S^{1,25}}{\left(\frac{F}{f}\right)^{0,9}}. \quad (11)$$

Для нагреваемого теплоносителя (воды):

$$\frac{F_{\text{конд.}}}{f_1} = 2375,6.$$

Для охлаждаемого теплоносителя (продуктов сгорания):

$$\frac{F_{\text{исп.}}}{f_2} = 84,97.$$

Отсюда определяется площадь теплообменной поверхности теплоутилизатора с гладкими термосифонами:

$$F_{\text{конд.}} = 2375,6 \cdot f_1 = 23,76 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{исп.}} = 84,97 \cdot f_2 = 49,20 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь теплообмена

$$F_{\Sigma} = F_{\text{конд.}} + F_{\text{исп.}} = 23,76 + 49,20 = 72,96 \text{ м}^2.$$

Как видно, значение суммарной площади теплообменной поверхности совпадает с получен

ным численным моделированием, при этом термодинамическая эффективность теплообмена в каждой зоне различная и может быть повышена конструктивными решениями.

IV. ВЫВОДЫ

Методика теплового расчета теплообменника, с применением критерия термодинамического подобия, позволяет более обосновано определять эффективные конструктивные параметры аппаратов. Так в исследуемом теплоутилизаторе, с учетом критерия термодинамического подобия ($S=0,83$), площадь зоны нагрева теплоносителя может быть увеличена, но при этом – будет увеличена и температура нагреваемого теплоносителя на выходе из теплоутилизатора (значение критерия S уменьшится) или наоборот – площадь охлаждения может быть уменьшена за счет снижения термодинамической эффективности аппарата (значение критерия S увеличится).

ЛИТЕРАТУРА

1. Г.Н. Алексеев. Энергия и энтропия. – М.: Знания, 1978. – 192 с.
2. В.А. Веников. Теория подобия и моделирования. – М.: Высшая школа, 1986. – 480 с.
3. А.Н. Горбань, Б.М. Каганович, С.П. Филиппов. Термодинамические равновесия и экстремумы: анализ областей достижимости и частных равновесий в физико-химических и технических системах. – Новосибирск.: Наука, 2001. – 296 с.
4. В.И. Игонин. Теоретические основы моделирования нестационарных процессов переноса теплоты и массы в промышленных теплоэнергетических системах. – Дис. д-ра техн. наук. – Вологда, 2000. – 250 с.
5. Р.С. Шехтер. Вариационный метод в инженерных расчетах/ пер. с. англ.-М.:Мир, 1971. – 289 с.
6. И. Пригожин. Введение в термодинамику необратимых процессов. – М.: ил., 1960. – 150 с.
7. Л.И. Седов. Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1976. – 536 с.
8. Я.И. Аснин. Тепловое подобие, конвективный теплообмен и энтропия. – Харьков: ХГУ, 1962. – 112 с.
9. Н.В. Куликова, А.А. Редько. Утилизация теплоты уходящих газов котельных агрегатов с применением двухступенчатых теплоутилизаторов на тепловых трубах. – Энергоэффективные технологии в современном учреждении. – материалы Международного энергетического форума. – Вологда, 2013. – С. 92-96.

N.V. Kulikova, A.A. Red'ko

Kharkov National University of Civil Engineering and Architecture, Sums kaya st., 40, Kharkov, 61002

THERMODYNAMIC MODEL OF HEAT-UTILIZER ON HEAT-PIPES

The heat-utilizer thermodynamic model based on the account of heat-carriers entropy change has been presented. The rated dependences for thermotechnical calculation of devices using the criteria, taking into account heat-exchange process nonequilibrium have been obtained.

Keywords: heat-utilizer – heat-pipes – nonequilibrium heat-exchange – entropy.

REFERENCES

1. **G.N. Alekseev.** Energiya i entropiya. – M.: Znaniya, 1978. – 192 p.
2. **V.A. Venikov.** Teoriya podobiya i modelirovaniya. – M.: Vysshaya shkola, 1986. – 480 p.
3. **A.N. Gorban', B.M. Kaganovich, S.P. Filippov.** Termodinamicheskie ravновesiya i ekstremumy: analiz oblastey dostizhimosti i chastichnykh ravновesiy v fiziko-khimicheskikh i tekhnicheskikh sistemakh. – Novosibirsk.: Nauka, 2001. – 296 p.
4. **V.I. Igonin.** Teoreticheskie osnovy modelirovaniya nestatsionarnykh protsessov perenosa teploty i massy v promyshlennykh teploenergeticheskikh sistemakh. – Dis. d-ra tekhn. nauk. – Vologda, 2000. – 250 p.
5. **R.S. Shekhter.** Variatsionnyy metod v inzhenernykh raschetakh/ per. s. angl.-M.:Mir, 1971. – 289 p.
6. **I. Prigozhin.** Vvedenie v termodinamiku neobratimyykh protsessov. – M.: il., 1960. – 150 s.
7. **L.I. Sedov.** Mekhanika sploshnoy sredy. – M.: Nauka, 1976. – 536 p.
8. **Ya.I. Asnin.** Teplovoe podobie, konvektivnyy teploobmen i entropiya. – Khar'kov: KhGU, 1962. – 112 p.
9. **N.V. Kulikova, A.A. Red'ko.** Utilizatsiya teploty ukhodyashchikh gazov kotel'nykh agregatov s primeneniem dvukhstupenchatykh teploutilizatorov na teplovykh trubakh. – Energoeffektivnye tekhnologii v sovremennom uchrezhdenii. – materialy Mezhdunarodnogo energeticheskogo foruma. – Vologda, 2013. – P. 92-96.

Отримана в редакції 17.01.2014, прийнята до друку 04.03.2014